

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra částí a mechanismů strojů**

**Stavebnicová pojezdová jednotka manipulačních  
zařízení**

**Modular Travel Unit of Handling Devices**

**Student:**

**Burián Miroslav**

**Vedoucí bakalářské práce:**

**doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

**Ostrava 2010**



### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května 2010

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě tuto bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí. Jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2010

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Miroslav Burián

Adresa trvalého pobytu autora práce:

G. Frištenského 955, 784 01 Litovel

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BURIÁN, M. *Stavebnicová pojezdová jednotka manipulačních zařízení: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2010, 47 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Bakalářská práce se zabývá problémem návrhu stavebnicové pojezdové jednotky manipulačních zařízení. První část práce je věnována variantám pojezdových jednotek a jejich použití. Z těchto variant bylo vybráno jedno řešení. V dalších částech je uveden konstrukční návrh pojezdové jednotky, který zohledňuje důležité parametry pro pojezd. Pojezdová jednotka je centrálně poháněna motorem s převodovkou a to pomocí evolventního drážkování. Jednotka je tvořena skříní a víkem, které mezi sebou uzavírají pojezdové kolo. Kolo na hřídeli je uloženo pomocí dvou ložisek. Výsledkem práce je kompletní návrh pojezdové jednotky manipulačních zařízení a výkres sestavy.

## ANNOTATION OF BACHELOR WORK

BURIÁN, M. *Modular Travel Unit of Handling Devices: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 47 p. Thesis head: Havlík, J.

This bachelor work deals with the sorting problem of a moving sectional handling equipment unit. In the first part of the work the attention is paid to different versions of the moving units and their usage. Of these versions one final solution has been suggested. In the following parts the suggested engineering design of the moving unit has been presented, taking into consideration important traversing parameters. The moving unit is driven centrally by an engine equipped with gear-box. The drive is actuated by means of involute fluting. The unit consists of a case and cover which enclose the traversing wheel in between. The wheel is mounted on the shaft by means of two bearings. This bachelor work then presents a complete engineering design of a moving handling equipment unit and its assembly drawing.

## Obsah

	strana
<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>8</b>
<b>0 Úvod do dané problematiky .....</b>	<b>12</b>
<b>1 Pojezdové jednotky a kola.....</b>	<b>13</b>
1.1 Pojezdové jednotky.....	13
1.2 Pojezdová kola.....	13
1.2.1 Systém pojezdového kola LRS.....	14
1.2.2 Systém kolového bloku DRS.....	15
1.2.3 Systém bloku kola RS.....	16
1.3 Vybraná varianta.....	17
<b>2 Konstrukční návrh a výpočet pojezdového bloku.....</b>	<b>18</b>
2.1 Doby provozu, hmotnosti zařízení.....	18
2.2 Spektrum zatížení a volba velikosti pojezdového bloku .....	20
2.2.1 Spektrum zatížení .....	20
2.2.2 Skupina zatížení pojezdového kola .....	21
2.2.3 Volba pojezdového bloku .....	21
2.3 Určení dovoleného zatížení kola a kolejnice .....	22
2.3.1 Tvary kolejnic.....	22
2.3.2 Kontrola ploché kolejnice.....	23
2.3.3 Širokopatní kolejnice .....	24
2.3.4 Dovolené zatížení pro další výpočet.....	25
2.4 Kontrola kolového bloku a pojezdového kola .....	25
2.4.1 Životnost pojezdového kola.....	25
2.4.2 Pracovní cykly za celou dobu životnosti .....	25
2.4.3 Kontrola dovoleného zatížení podle počtů cyklů dle DIN 15018. ....	26
2.5 Výpočet třecích odporů a stanovení potřebné tažné síly .....	27

<b>3</b>	<b>Volba a parametry konstrukčních součástí .....</b>	<b>28</b>
3.1	Volba nárazníku.....	28
3.2	Volba pojezdového nákolku .....	29
3.3	Rozměry pojezdového bloku a kola DRS.....	30
3.4	Volba varianty připojení pojezdového bloku DRS.....	30
<b>4</b>	<b>Volba a kontrola motoru s převodovkou.....</b>	<b>32</b>
4.1	Druhy motorů a převodovek .....	32
4.2	Volba motoru a převodovky .....	33
4.3	Potřebný převodový poměr.....	33
4.4	Optimální velikosti převodovek a motorů pro centrální pohon.....	33
4.5	Volba velikosti motoru a ploché převodovky.....	34
4.6	Adaptér převodovky .....	34
4.7	Kontrola charakteristických parametrů motoru .....	35
<b>5</b>	<b>Přenos točivého momentu, výpočet ložisek .....</b>	<b>39</b>
5.1	Evolventní drážkování.....	39
5.2	Návrh a výpočet ložisek.....	42
<b>6</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>44</b>
<b>7</b>	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>45</b>
<b>8</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>46</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotky
$A_M$	počet motorů	-
$C$	dynamická únosnost	N
$C_0$	statická únosnost	N
$D$	vnější průměr ložiska	mm
$D_{a35 \times 2}$	hlavový průměr drážkování u náboje	mm
$D_M$	průměr válečku	mm
$EI$	dolní úchylka náboje	$\mu\text{m}$
$EI_e$	dolní úchylka náboje při dílčím měření	$\mu\text{m}$
$EI_{eMi}$	dolní úchylka jmenovitého rozměru náboje	$\mu\text{m}$
$EI_{eW}$	dolní úchylka rozměru přes zuby u náboje $W_k$	$\mu\text{m}$
$ES$	horní úchylka náboje	$\mu\text{m}$
$ES_{Mi}$	horní úchylky jmenovitého rozměru náboje	$\mu\text{m}$
$ES_W$	horní úchylka rozměru přes zuby u náboje $W_k$	$\mu\text{m}$
$F_{Br}$	brzdící síla	N
$F_r$	tolerance mezní hodnoty obvod. házení na roztečné kružnici	mm
$F_w$	jízdní odpor při čisté kolejnici	N
$J_{mot}$	moment setrvačnosti motoru	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{tot}$	hnací moment setrvačnosti na hřídeli motoru	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$J_{zatí\check{z}}$	zatěžovací moment zatížení	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$K_A$	dynamický součinitel	-
$L$	délka jízdní dráhy	m
$L_{10}$	základní trvanlivost ložiska	mil.ot
$L_{10mnh}$	trvanlivost v provozních hodinách dle SKF	hod
$L_{10mnl}$	trvanlivost ložiska	let
$L_A (DRS)$	celková životnost pojezdového bloku v letech	let
$L_a (DRS)$	celková životnost pojezdového bloku v hodinách	hod
$M_1$	krouticí moment na výstupní hřídeli z převodovky	$\text{N} \cdot \text{m}$
$M_a$	jmenovitý rozměr hřídele	mm
$M_{B \text{ Std}}$	brzdný moment u motoru	$\text{N} \cdot \text{m}$
$M_i$	jmenovitý rozměr náboje	$\mu\text{m}$
$M_{kA}$	max. přenositelný točivý moment se započtením dyn.souč.	$\text{N} \cdot \text{m}$



$M_L$	max. statický moment zátěže	$N \cdot m$
$M_{lim}$	tabulkový maximální točivý moment převodovky	$N \cdot m$
$M_N$	jmenovitý moment motoru	$N \cdot m$
$M_T$	třecí moment	$N \cdot m$
$N$	počet pracovních cyklů	cykl
$P_{Bal}$	nejmenší potřebný příkon z jízdního odporu při čisté kolejnici	W
$P_N$	jmenovitý výkon elektromotoru	W
$P_L$	zatížení ložiska	N
$P_{min}$	potřebný příkon elektromotoru z třecího momentu	W
$P_u$	mezní únavové zatížení	N
$R_{ad}$	drsnost povrchu boků drážek	$\mu m$
$R_{max}$	dovolené zatížení pojezdového bloku	kg
$R_{trv(bloku)}$	dovolená zatížení kola pro kolový blok a spojení	kg
$T$	potřebná tažná síla	N
$T_{Eh}$	dílčí tolerance, průchozí mezní rozměr pro hřídel	$\mu m$
$T_{En}$	dílčí tolerance, průchozí mezní rozměr pro náboj	$\mu m$
$T_h$	celková tolerance pro hřídel	$\mu m$
$T_n$	celková tolerance pro náboj	$\mu m$
$W_k$	rozměr přes zuby	mm
$W_R$	tření v závislosti na četnost spínání za hodinu	J
$a$	zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$a_1$	součinitel spolehlivosti	-
$a_{Br}$	mechanické zpomalování	$m \cdot s^{-2}$
$a_{SKF}$	součinitel dle SKF	-
$b_1$	šířka kola	mm
$c_{\check{c}}$	četnost zapnutí	$h^{-1}$
$d$	vnitřní průměr ložiska	mm
$d_A$	počet pracovních dnů v roce	dnů
$d_{a35x2}$	hlavový průměr drážkování u hřídele	mm
$d_m$	střední průměr ložiska	mm
$d_{s35x2}$	střední průměr spoje u drážkování	mm
$e$	šířka drážky	mm
$ei$	dolní úchylka hřídele	$\mu m$

$e_{iMa}$	dolní úchylka jmenovitého rozměru hřídele $M_a$	$\mu\text{m}$
$e_{iW}$	dolní úchylka rozměru přes drážky u hřídele $W_k$	$\mu\text{m}$
$e_s$	horní úchylka hřídele	$\mu\text{m}$
$e_{s_e}$	horní úchylka hřídele při dílčím měření	$\mu\text{m}$
$e_{s_eMa}$	horní úchylka jmenovitého rozměru hřídele $M_a$	$\mu\text{m}$
$e_{s_eW}$	horní úchylka rozměru přes drážky u hřídele $W_k$	$\mu\text{m}$
$f_{1,2}$	frekvence výskytu zatížení	%
$f_a$	součinitel maximálního využití kolového systému	-
$f_K$	součinitel zohledňující teplotní rozsah použití	-
$f_{RS}$	součinitel roztažnosti pro rádius u bodového styku	-
$f_{Stb}$	součinitel roztažnosti zohledňující materiál	-
$f_{Stč}$	součinitel roztažnosti pro čárový dotyk	-
$h_{35 \times 2}$	společná výška stykové plochy	mm
$i_{\min}$	minimální potřebný převodový poměr	-
$k$	šířka hlavy kolejnice	mm
$k_a$	koeficient úchylky kontrolního rozměru $M_a$	mm
$k_i$	koeficient úchylky kontrolního rozměru $M_i$	mm
$k_k$	kubická hodnota pro provoz	-
$k_{sk}$	skutečná kubická hodnota pro provoz	-
$k_W$	koeficient úchylky rozměru přes zuby	$\mu\text{m}$
$m$	nosnost pojezdové jednotky	kg
$m_{\text{bod}}$	teoretická dovozenou zátěž kola pro bodový dotyk	kg
$m_{Br}$	odpor při brzdění	kg
$m_C$	celková hmotnost kolové jednotky	kg
$m_{\text{centr}}$	tabulková maximální zátěž kola pro centrální pohon	kg
$m_{\text{čár}}$	teoretická maximální zátěž kola pro čárový dotyk	kg
$m_{\text{dov}}$	dovolené zatížení pojezdového kola	kg
$m_{FEM}$	max. hodinové zatížení hnacích mechanismů	hod
$m_m$	souměrné rozložení hmoty na pojezdová kola	kg
$m_{\text{max}}$	výsledné dovozené zatížení kolejnice	kg
$m_{\text{mb(kolej)}}$	dovolené zatížení kola u bodového dotyku na oc. kolejnicích	kg
$m_{\text{mb(tepl)}}$	dovolené zatížení kola u bodového dotyku vlivem teploty	kg
$m_{mc}$	vlastní hmotnost manipulačního zařízení	kg
$m_{\text{mč(kolej)}}$	dovolené zatížení kola u čárového dotyku na oc. kolejnicích	kg

$m_{m\check{c}(tepl)}$	dovolené zatížení kola u čárového dotyku vlivem teploty	kg
$m_{MH}$	jízdní odpor motoru při zrychlení	kg
$m_n$	hmotnost rozdělená na nárazníky	kg
$m_{stř}$	střední zatížení kola	kg
$n_{Br}$	počet cyklů brzdění za hodinu	hod <sup>-1</sup>
$n_{cykl}$	počet cyklů za hodinu	hod <sup>-1</sup>
$n_m$	jmenovitý počet otáček motoru	min <sup>-1</sup>
$n_v$	otáčky na předlohovém hřídeli	min <sup>-1</sup>
$n_{zas}$	max. počet zastavení za jeden pracovní cyklus	-
$p_{dov}$	dovolený tlak mezi drážkovou hřídelí a nábojem	MPa
$p_{ED35x2}$	tlak mezi drážkami	MPa
$\overline{r}_2$	poloměr zakřivení kolejnice	mm
$s$	vzdálenost kolejnice od nákolku	mm
$s_d$	tloušťky zubu	mm
$t_{cykl}$	celková doba cyklu bez přestávky	sec
$t_{den}$	počet hodin v jednosměnném provozu	hod
$t_{nákl}$	čas na naložení nákladu	sec
$t_{pauza}$	pauza mezi dvěma cykly	sec
$t_{prům}$	střední každodenní doba chodu zařízení	hod
$t_{přes}$	doba vyložení materiálu	sec
$t_{roz}$	doba rozběhu	sec
$t_{zař}$	čas pojezdu manipulačního zařízení	sec
$v$	požadovaná rychlost pojezdu	m · min <sup>-1</sup>
$z_0$	počet spínání za hodinu u motoru	h <sup>-1</sup>
$z_{35x2}$	počet zubů drážkování	zub
$\eta$	celková účinnost elektromotoru	%
$\eta_c$	součinitel znečištění	-
$\eta_{přev}$	účinnost převodovky	%
$\kappa$	viskozitní poměr	-
$v_1$	minimální viskozita	mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup>
$v_2$	základní viskozita oleje	mm <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup>

## 0 ÚVOD DO DANÉ PROBLEMATIKY

Stavebnicová konstrukce pro pojezd manipulačního zařízení je výhodné řešení. Na principu stavebnice je tak možné rychle a cenově dostupně vytvářet jak standardizovaná, tak individuální řešení. Jejich konstrukce je pečlivě volena v různých velikostech, takže součástky mohou ihned plnit svou funkci a bez dalších úprav jsou okamžitě připraveny k montáži na zařízení. Pomáhají snížit vlastní výdaje spojené s konstrukcí, takže snižují celkové náklady. Množství součástí je velmi rozmanité. Mechanické i elektrické součástky jsou mezi sebou pečlivě přizpůsobeny a dají se bez jakýchkoliv problémů začlenit do nových nebo stávajících zařízení. Kromě jeřábů a manipulační techniky se pohony používají například i v dopravní logistice.

Na našem i světovém trhu nabízejí společnosti, které se zabývají manipulační technikou, řadu převodovek, motorů, frekvenčních měničů, systému kolových bloků a dokonce i kompletních pohonných jednotek. Společnosti, jako např. AZ pohony, Navrátil s.r.o., Renost s.r.o., STAHL CraneSystem s.r.o. a Demag Cranes & Components s.r.o., se snaží dokonale vzájemně sladit konstrukční prvky, od pojezdového kola, přes skříň a techniku propojení, až po převodovku a motor.

Velmi rozsáhle se touto otázkou zabývá společnost Demag Cranes & Components. Která má obchodní zastoupení v několika Evropských zemích, např. i v České republice. Pohony od společnosti Demag nacházejí uplatnění v oblastech, kde je nutné něco dopravovat, pohánět, vést nebo s něčím pohybovat.

Tato bakalářská práce se bude zabývat problémem stavebnicové pojezdové jednotky manipulačních zařízení pro nosnost pojezdové jednotky  $m = 3500 \text{ kg}$  a rychlost pojezdu  $v = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

## 1 POJEZDOVÉ JEDNOTKY A KOLA

Používají se v místech, kde je potřeba něco dopravovat, pohánět, s něčím pohybovat nebo něco vést. Použití komponentů je velmi rozmanité, ať už v manipulační technice, nebo v dopravě. Pojezdové jednoty a kola se vyrábějí v různých velikostech a typech, zaručující hospodárnou dopravu.

### 1.1 Pojezdové jednotky

Pojezdové jednotky vykonávají dopravní operace s vazbou na kolejovou dráhu. Skládají se z hnaných kol a z hnací sady, které jsou vybaveny převodovkou a motorem. Pojezdové jednotky se nepoužívají jen v oblasti jeřábové a manipulační techniky, nýbrž i v jiných typově příbuzných strojírenských odvětvích. Příklad pojezdové jednotky DEMAG je na obr. 1.1.



*Obr. 1.1 - Kompletní pojezdová jednotka s převodovkou a elektromotorem [13]*

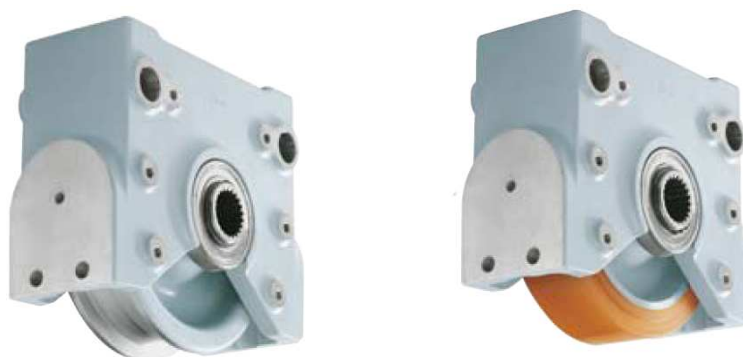
### 1.2 Pojezdová kola

Pojezdová kola slouží pro různé typy zatížení a to až do 50 tun a pro různé rychlosti. Vyrábějí ve velikostech od 112 až do 500 mm, jsou jednoduše vyměnitelná a poháněná jsou motorem s převodovkou. Tato pojezdová kola se používají pro provozní podmínky při teplotách v rozmezí od -20 °C do +70 °C. [13]

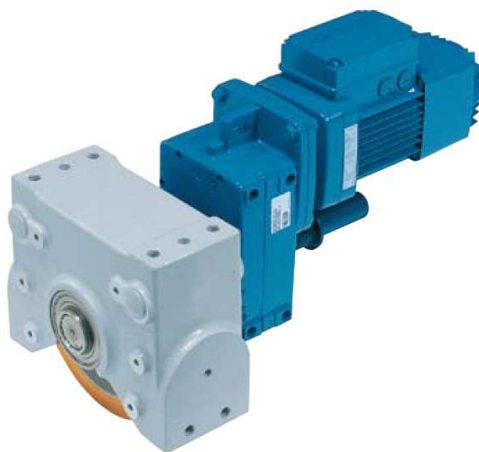
### 1.2.1 Systém pojezdového kola LRS

Jedná se o univerzální systém s širokým využitím. Systém pojezdového kola RLS je tvořen pro kolové zatížení břemen do 6,5 t a rychlost jízdy do  $240 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Využívá se při teplotách od  $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  do  $+60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Je všestranně použitelný díky stavebnicovému systému, bezúdržbový. Kvalitní skříň je z tvárné litiny, pět připojovacích ploch umožňuje množství různých variant připojení.

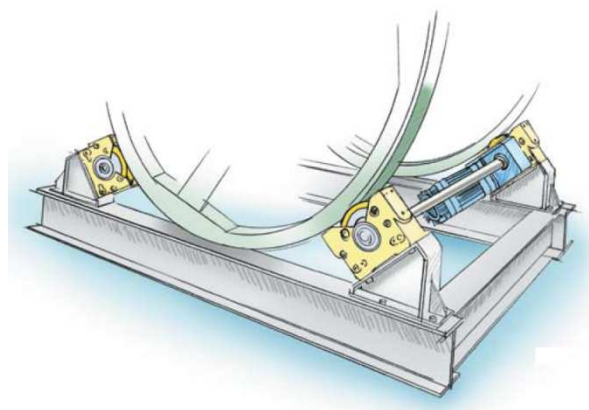
Pojezdová kola LRS existují ve dvou provedeních a to v LRS-A (obr. 1.2 - vlevo, obr. 1.3) nebo v LRS-F (obr. 1.2 - vpravo). LRS-A je typ pojezdového kola z tvárné litiny a dvěma nákolky s vysokou nosností a LRS-F má dobrou pojezdovou a tlumicí vlastnost. Využití pojezdových kol LRS je znázorněno na obr. 1.4. [12]



Obr. 1.2 - Pojezdové kolo LRS-A (vlevo) a LRS-F (vpravo) [13]



Obr. 1.3 - Kolový blok LRS-A s motorem a plochou převodovkou [13]



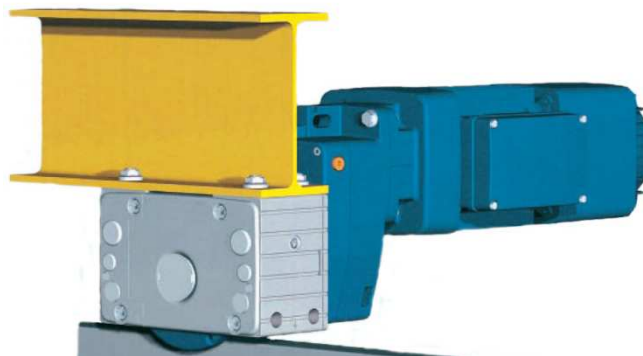
Obr. 1.4 - Využití pojezdového kola LRS v praxi [13]

### 1.2.2 Systém kolového bloku DRS

Systém kolových bloků DRS (obr. 1.5) splňuje svým řešením stále náročnější požadavky na kvalitu a technické parametry, a to hlavně svou kvalitou a dobrou funkční bezpečností. Jedná se o sériové stavební prvky pro konstrukci podvozků ve strojírenství a výrobě zařízení ve strojírenství. Všechny součásti od pojezdových kol přes skříň, způsoby montáže až po převodovku a motor mohou být vzájemně kombinovány. Na obr 1.6 je znázorněno spojení kolového bloku s manipulačním zařízením a elektromotorem s převodovkou. [12]



*Obr. 1.5 - Kolový blok DRS [13]*



*Obr. 1.6 - Kolový blok DRS s motorem a plochou převodovkou [9]*

Skříň, která je uzavřena na pěti stranách, chrání spolehlivě pojezdová kola před poškozením zvenčí. Pojezdové kolo je z tvárné litiny (velký výkon, maximální nosnost). Mezi hlavní výhody patří bezproblémová montáž na připojovací konstrukci. Příklad použití kolových bloků DRS je znázorněn na obr. 1.7.



*Obr. 1.7 - Využití systému kolových bloků DRS v praxi [9]*

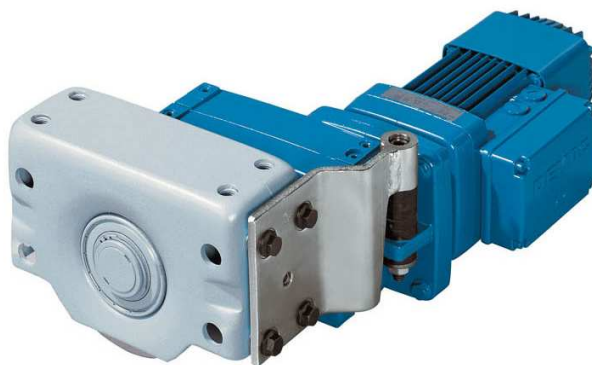


### 1.2.3 Systém bloku kola RS

Kolové bloky RS (obr. 1.8) jsou kompletní pojezdové jednotky pro řešení manipulačních úloh a pro konstrukci strojů. Slouží k převozu nákladů ve velmi širokém rozsahu pojezdových rychlostí. K upevnění na nosné konstrukce se používají upravené montážní plochy. Díky tomu se zjednoduší montáž těchto jednotek na nové konstrukce nebo na existující zařízení. Spojení pojezdového bloku RS s motorem a plochou převodovkou je znázorněno na obr. 1.9.



*Obr. 1.8 - Kolový blok RS [13]*



*Obr. 1.9 - Pojezdový blok RS s motorem  
a plochou převodovkou [13]*



*Obr. 1.10 - Využití systému kolových bloků RS v praxi [13]*

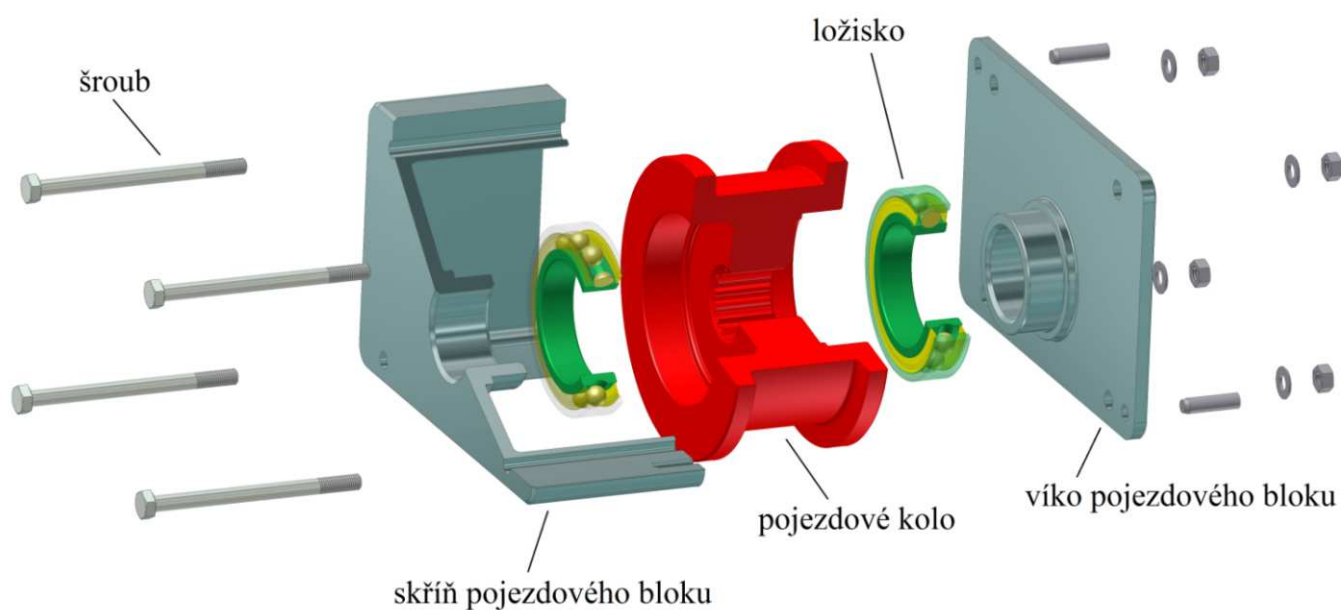
Kryt kolového bloku RS je svařený ze dvou dílů ocelového plechu. Systém je navržen pro jednoduchou montáž, která se používá pro vysoké teploty až 150 °C. Nejčastěji se využívá v chemickém a potravinářském průmyslu. Využití systému kolových bloků RS je znázorněno na obr 1.10.

Kolový blok RS má vysokou životnost ocelových a strojních konstrukčních částí. Jeho hlavní výhodou je rychlá montáž a demontáž u všech variant připojení. [12] [13]



### 1.3 Vybraná varianta

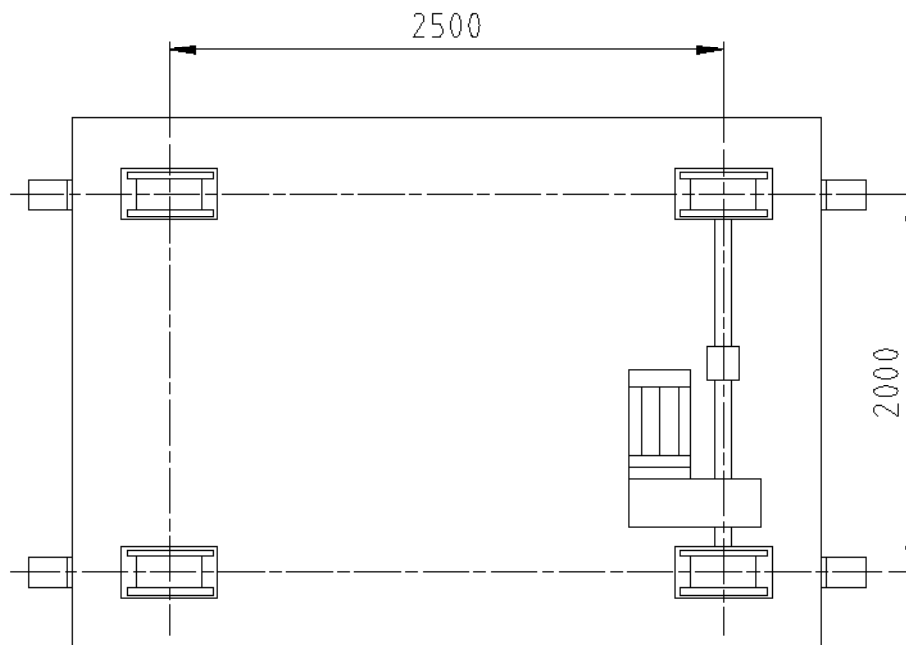
Byl vybrán systém pojezdového bloku DRS, protože komponenty pojezdu jsou několikrát ověřené praxí. Pojezdové kolo je uzavřeno na pěti stranách. Plochy lze využít na připojení k manipulačnímu zařízení a je možnost napojení nárazníků. Využívají se hlavně v oblastech pohonů a jsou konstruovány pro spojení pomocí plochých nebo úhlových převodovek. Pohon je řešen buď pro jednotlivá kola, nebo jako centrální pohon, pomocí propojovacích hřídelů. Pojezdový blok DRS je znárodněn na obr. 1.11.



Obr. 1.11 – Pojezdový blok

## 2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH A VÝPOČET POJEZDOVÉHO BLOKU

Výpočet byl proveden pro vzorové manipulační zařízení odpovídající obr. 2.1, které má počet kol  $n_p = 4$  a zatížení pojezdových kol bude rovnoměrné. Rozchod pojezdových kol byl zvolen 2000 mm a rozvor 2500 mm.



Obr. 2.1 - Uspořádání manipulačního zařízení, pohled ze spodu

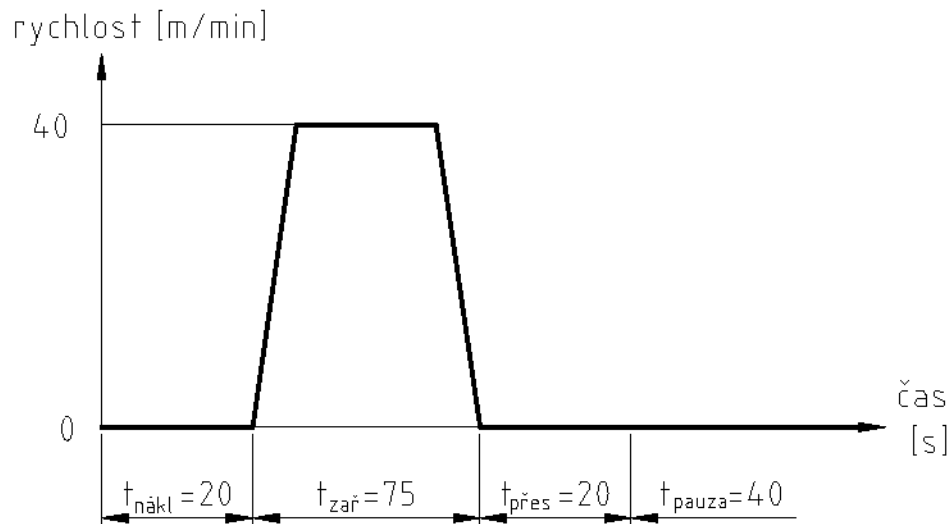
### 2.1 Doby provozu, hmotnosti zařízení

Výpočet v kapitole 2 byl proveden pomocí katalogu Demag Cranes & Components [9]. Tato společnost má velké zkušenosti s výpočtem kolových bloků, motorů a převodovek, protože je navrhují i vyrábějí.

Vstupní parametry výpočtu vzorového manipulačního zařízení:

- |  |  |
|--|--|
| - čas na naložení nákladu:                       | $t_{\text{nákl}} = 20 \text{ sec}$       |
| - délka jízdní dráhy, zvolena nejhorší varianta: | $L = 50 \text{ m}$                       |
| - požadovaná rychlost pojezdu:                   | $v = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ |
| - doba vyložení materiálu:                       | $t_{\text{přes}} = 20 \text{ sec}$       |
| - pauza mezi dvěma cykly:                        | $t_{\text{pauza}} = 40 \text{ sec}$      |
| - jedná se o jednosměnný provoz:                 | $t_{\text{den}} = 8 \text{ hod}$         |
| - počet pracovních dnů v roce:                   | $d_A = 250 \text{ dnů}$                  |
| - vlastní hmotnost manipulačního zařízení:       | $m_m = 200 \text{ kg}$                   |

- nosnost pojezdové jednotky:  $m = 3500 \text{ kg}$
- celková hmotnost kolové jednotky maximální:  $m_C = m_m + m =$   
 $= 200 + 3500 = 3700 \text{ kg}$
- teplotní rozsah použití pojezdového bloku:  $\text{od } -20^\circ\text{C do } +40^\circ\text{C}$



Obr. 2.2 - Schéma provozní doby manipulačního zařízení

- čas pojezdu manipulačního zařízení:

$$t_{\text{zař}} = \frac{L}{v} = \frac{50 \cdot 60}{40} = 75 \text{ sec} \quad (2.1)$$

- celková doba cyklu bez přestávky:

$$t_{\text{cykl}} = t_{\text{nákl}} + t_{\text{zař}} + t_{\text{přes}} = 20 + 75 + 20 = 115 \text{ sec} \quad (2.2)$$

- počet cyklů za hodinu:

$$n_{\text{cykl}} = \frac{1\text{h}}{t_{\text{cykl}} + t_{\text{pauza}}} = \frac{3600}{115 + 40} = 23,2 \Rightarrow n_{\text{cykl}} = 23 \text{ hod}^{-1} \quad (2.3)$$

- střední každodenní doba chodu zařízení:

$$t_{\text{prům}} = t_{\text{zař}} \cdot n_{\text{cykl}} \cdot t_{\text{den}} = \frac{75}{3600} \cdot 23 \cdot 8 = 3,833 \text{ hod} \quad (2.4)$$

Na obr. 2.2 je znárodněna provozní doba manipulačního zařízení: čas naložení nákladu, čas pojezdu manipulačního zařízení, čas vyložení nákladu a pauza mezi jednotlivými cykly.

Hnací mechanismus je v závislosti na způsobu provozu odstupňován do skupin. Skupiny jsou určeny různými faktory: dobou chodu, spektrem zatížení a oblastí pracovního cyklu. Dobou chodu třídy manipulačního zařízení se označují střední doby chodu hnacího mechanismu. Dle tab. A.1 (příloha A) byla pro střední každodenní dobu chodu zařízení  $t_{\text{prům}} = 3,833$  hod (vztah 2.4), který je menší než tabulková hodnota střední doby chodu zařízení 4 hod  $\Rightarrow$  vyhovuje, určena třída provozu **V2 / T5**.

## 2.2 Spektrum zatížení a volba velikosti pojezdového bloku

Spektrum zatížení udává, v jakém rozsahu je možno mechanismus použít a jakému maximálnímu zatížení může být vystaven. Velikost kola závisí na spektru zatížení.

### 2.2.1 Spektrum zatížení

Na pojezdovou jednotku působí neustálé zatížení od vlastní hmotnosti manipulačního zařízení  $m_m = 200$  kg (kap. 2.1). Zátěž kola  $m_1$  (tab. 2.1) zohledňuje největší zatížení, které nastane při maximálním zatížení manipulačního zařízení  $m_c = 3700$  kg (kap. 2.1). Zátěž  $m_2$  (tab. 2.1) zohledňuje zatížení jen vlastní hmotností  $m_m = 200$  kg (kap. 2.1). Manipulační zařízení má počet kol  $n_p = 4$ , jak je znázorněno na obr. 2.1 (kap. 2). Je předpokládáno rovnoměrné rozložení hmotnosti na pojezdová kola.

Frekvence výskytu zatížení kol vychází z obr. 2.2 (kap. 2.1) a spektrum tohoto zatížení je znázorněno na obr. 2.3. Kvůli bezpečnosti byla zvolena frekvence výskytu zatížení  $f_1$ , které nastane za největšího zatížení  $m_1$  (tab. 2.1), v celé době cyklu  $t_{\text{cykl}} = 115$  sec (vztah 2.2). Frekvence výskytu  $f_2$  nastane jen při zatížení od vlastní hmotnosti manipulačního zařízení  $m_m = 200$  kg (kap. 2.1), pouze v době  $t_{\text{pauza}} = 40$  sec (kap. 2.1).

Frekvence výskytu zatížení  $m_1$ :

$$f_1 = \frac{t_{\text{cykl}}}{t_{\text{cykl}} + t_{\text{pauza}}} \cdot 100 = \frac{115}{115 + 40} \cdot 100 = 74,2 \% \quad (2.5)$$

Frekvence výskytu zatížení  $m_2$ :

$$f_2 = \frac{t_{\text{pauza}}}{t_{\text{cykl}} + t_{\text{pauza}}} \cdot 100 = \frac{40}{115 + 40} \cdot 100 = 25,8 \% \quad (2.6)$$

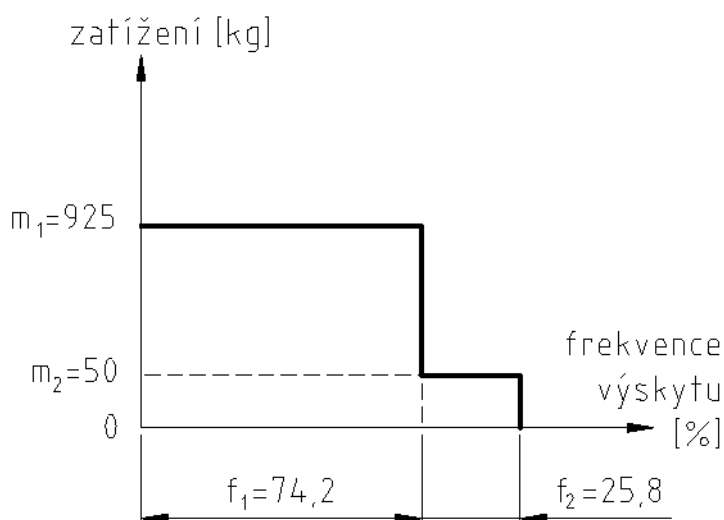
Frekvence výskytu zatížení  $f_1$  a  $f_2$  jsou zobrazeny na obr. 2.3.

Tab. 2.1 - Frekvence výskytu v závislosti na zátěži kola

Zátěž kola v kg	Frekvence výskytu v %
$m_1 = \frac{m + m_m}{n_p} = \frac{3500 + 200}{4} = 925 \text{ kg}$	$f_1 = 74,2$
$m_2 = \frac{m_m}{n_p} = \frac{200}{4} = 50 \text{ kg}$	$f_2 = 25,8$

Střední zatížení kola  $m_{stř}$  :

$$m_{stř} = \sqrt[3]{m_1^3 \cdot f_1 + m_2^3 \cdot f_2} = \sqrt[3]{925^3 \cdot 0,742 + 50^3 \cdot 0,258} = 837,4 \text{ kg} \quad (2.7)$$



Obr. 2.3 - Spektrum zatížení pojezdového bloku

### 2.2.2 Skupina zatížení pojezdového kola

Poháněcí mechanismus bude pracovat v oblasti **provozního spektra L1** - lehké zatížení, kde kubická hodnota provozu  $k_k \leq 0,5$ . Podle třídy provozu V2 / T5 (kap. 2.1) byla určena dle tab. A.2 (příloha A) skupina zatížení **1 Am FEM**. Pro názornost je uvedena jen důležitá část této tabulky.

### 2.2.3 Volba pojezdového bloku

Pro zátěž kola  $m_1 = 925 \text{ kg}$  (tab. 2.1) odpovídá velikost pojezdového bloku DRS 112. Z konstrukčních důvodů byl zvolen větší pojezdový blok a to DRS 125, který má dovolené zatížení  $m_{dov} = 3970 \text{ kg}$ . Toto zatížení bylo určeno z tab. A.3 (příloha A). Pro názornost je uvedena jen důležitá část tabulky týkající se daného zatížení.

Skutečná kubická hodnota provozu:

$$k_{sk} < k_k$$

$$0,211 \leq 0,5$$

=> vyhovuje provoznímu spektru L1 – lehké zatížení, kap 2.2.2

$$k_{sk} = \frac{m_{stř}}{m_{dov}} = \frac{837,4}{3970} = 0,211 \quad (2.8)$$

$m_{stř}$  - střední zatížení kola, vztah 2.7,  $m_{stř} = 837,4$  kg



## 2.3 Určení dovoleného zatížení kola a kolejnice

Musí být vytvořeno kolo pro všeobecné použití. Není známo, jaká kolejnice bude používána v provozu. Proto byl proveden výpočet pro plochou kolejnici a pro širokopatní kolejnici. Následně byla zvolena horší varianta, pomocí které byl navržen pohon.

### 2.3.1 Tvary kolejnic

Kolejnice jsou uloženy buď na stávající podlahu, nebo jsou zabudovány do podlahy. Porovnání ploché a širokopatní kolejnice je uvedeno v tab. 2.2.

Tab. 2.2 hodnocení tvarů kolejnic [9] [14]

Tvar kolejnice		DIN 1017	DIN 5901 / DIN 5902
			
Zatížení kol	- malé ( $\leq 200$ kN)	+	+
	- střední ( $>200$ kN, $\leq 500$ kN)	+	-
	- velké ( $>500$ kN)	o	-
Provoz	- lehký	+	+
	- střední	+	+
	- těžký	o	o
Uložení kolejnice	- ocel	+	+
	- beton	-	+
Pohlčení bočních sil		+	o
Boční vedení	- vodící válce	+	o
	- nákolky	+	+

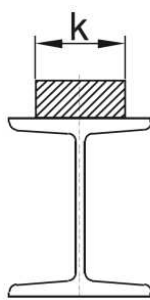
+ výborné řešení      o - dobré řešení      - špatné řešení

### 2.3.2 Kontrola ploché kolejnice

Pro čárový dotyk slouží plochá kolejnice DIN 1017. Čárový dotyk závisí na materiálu kolejnice a součiniteli roztažnosti kolejnice.

#### Velikosti ploché kolejnice pro pojezdový blok

V tab. A.4 (příloha A) jsou volby velikostí ploché kolejnice podle velikosti kolového bloku. Pro velikost pojezdového kola 125 DRS jsou velikosti ploché kolejnice dle DIN 1017 v rozmezí od (45 x 30)mm do (65 x 40)mm. Těmto velikostem odpovídají využitelné šířky hlav kolejnice v rozmezí  $k = 45 \text{ mm} \div 65 \text{ mm}$  (obr. 2.4). [9]



Obr. 2.4 - Plochá kolejnice [9]

Z tab. A.5 (příloha A) byla pro: skupinu zatížení 1 Am FEM (kap. 2.2.2), pojezdovou rychlost manipulačního zařízení  $v = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  a šířku hlavy kolejnice v rozmezí  $k = 45 \text{ mm} \div 65 \text{ mm}$ , určena odpovídající teoretická maximální zátěž kola pro čárový dotyk  $m_{ploch} = 3970 \text{ kg}$ . Tab. A.5 je pro skupiny zatížení od „1 Bm“ až do „5 m“. Pro názornost je uvedena jen důležitá část této tabulky.

#### Vliv roztažnosti materiálu u ploché kolejnice

Dovolené zatížení kola u čárového dotyku na ocelových kolejnicích:

$$m_{m\check{c}(kolej)} = m_{poch} \cdot f_{St\check{c}} = 3970 \cdot 1 = 3970 \text{ kg} \quad (2.9)$$

$f_{St\check{c}}$  - součinitel roztažnosti pro materiál u čárového dotyku

Součinitel  $f_{St\check{c}}$  zohledňuje materiál dle DIN EN 10025. Pro materiály, z kterých lze vyrábět kolejnice (viz další strana) je součinitel roztažnosti pro čárový dotyk  $f_{St\check{c}} = 1$ , tato hodnota byla určena z tab. A.6 (příloha A).

## Materiály ploché kolejnice

Ploché kolejnice se vyrábějí z oceli: St 70-2/E 360 DIN EN 10025, St 60-2/E 335 DIN EN 10025 nebo St 52-3/S 355 J 2 G 3 DIN EN 10025. [9]

### Vliv roztažnosti pojezdového bloku u čárového dotyku

Všechna pojezdová kola jsou závislá na teplotě, proto byl určen souč. roztažnosti  $f_k$ .

Dovolené zatížení kola u čárového dotyku vlivem teploty:

$$m_{mč(tepl)} = m_{ploch} \cdot f_k = 3970 \cdot 1 = 3970 \text{ kg} \quad (2.10)$$

$f_k$  - součinitel roztažnosti pro jízdní blok

Součinitel  $f_k$  zohledňuje teplotní rozsah použití pojezdového kola DRS 125, který je v rozmezí teplot od  $-20^\circ\text{C}$  do  $+40^\circ\text{C}$  (kap. 2.1). Pro tyto parametry je v tab. A.7 (příloha A) součinitel roztažnosti  $f_k = 1$ .

### Kontrola dovoleného zatížení pro čárový dotyk:

$$\begin{array}{ll} m_{stř} \leq m_{mč(kolej)} & m_{stř} \leq m_{mč(tepl)} \\ 837,4 \leq 3970 & 837,4 \leq 3970 \\ \Rightarrow \text{vyhovuje} & \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{array}$$

$m_{stř}$  - střední zatížení kola, vztah 2.7,  $m_{stř} = 837,4 \text{ kg}$

### 2.3.3 Širokopatní kolejnice

Pro bodový dotyk slouží širokopatní kolejnice DIN 5901 a DIN 5902, na kterých jezdí pojezdová kola. Tyto kola jsou standardizovaná. Výpočet širokopatní kolejnice je uveden v příloze B.



### 2.3.4 Dovolené zatížení pro další výpočet

Výpočet byl proveden pro dvě varianty kolejnic. Pro širokopatní kolejnici jsou dovolená zatížení  $m_{mb(tepl)} = 3970 \text{ kg}$  a  $m_{mb(kolej)} = 3970 \text{ kg}$ . Pro plochou kolejnici jsou dovolená zatížení  $m_{mč(tepl)} = 3970 \text{ kg}$  a  $m_{mč(kolej)} = 3970 \text{ kg}$ . Dovolené zatížení pro pojezdový blok DRS 125 vychází u širokopatní kolejnice i u ploché kolejnice stejně. Dále ve výpočtu bude uvažováno s plochou kolejnicí, výsledné dovolené zatížení na kolejnici  $m_{max} = 3970 \text{ kg}$ .

## 2.4 Kontrola kolového bloku a pojezdového kola

Byla provedena kontrola maximální životnosti pojezdového kola, byl určen počet pracovních cyklů za celou dobu životnosti a následně byla provedena kontrola dovoleného zatížení podle počtů cyklů.

### 2.4.1 Životnost pojezdového kola

Celková životnost pojezdového bloku:

$$L_{A(DRS)} = \frac{L_a(DRS)}{d_A \cdot t_{prům}} = \frac{85\,243}{250 \cdot 3,833} = 88,95 \text{ roků} \Rightarrow 88 \text{ let} \quad (2.13)$$

$t_{prům}$  - střední každodenní doba chodu zař., vztah 2.4 (kap. 2.1),  $t_{prům} = 3,833 \text{ h}$

$d_A$  - počet pracovních dnů v roce, kap. 2.1,  $d_A = 250 \text{ dnů}$

$$L_a(DRS) = m_{FEM} \cdot \left( \frac{m_{max}}{m_{stř}} \right)^3 = 800 \cdot \left( \frac{3970}{837,4} \right)^3 = 85\,243 \text{ hod} \quad (2.14)$$

$m_{FEM}$  – max. hodinové zatížení hnacích mechanismů a pro skupinu namáhání

1 Am FEM (kap. 2.2.2) je dle tab. A.8 (příloha A),  $m_{FEM} = 800 \text{ hod}$

$m_{stř}$  - střední zatížení kola, vztah 2.7 (kap. 2.2.1),  $m_{stř} = 837,4 \text{ kg}$

### 2.4.2 Pracovní cykly za celou dobu životnosti

Za pracovní cyklus bude provedena teoretická změna zátěže břemena. V praxi to znamená, že dojde ke změně nastavení pracovních nástrojů na manipulačním zařízení a změny polohy těchto nástrojů, tato změna bude předpokládána 1 krát ( $x = 1$ ).

$$N = L_{A(DRS)} \cdot d_A \cdot n_{cykl} \cdot t_{prům} \cdot x =$$

$$= 88 \cdot 250 \cdot 23 \cdot 3,833 \cdot 1 \cong 1,9 \cdot 10^6 \text{ cyklů} \quad (2.15)$$

$L_{A(DRS)}$  - celková životnost pojezdového bloku, vztah 2.13 (kap 2.4.1),

$$L_{A(DRS)} = 88 \text{ roků}$$

$n_{cykl}$  - počet cyklů za hodinu, vztah 2.3 (kap 2.1),  $n_{cykl} = 23 \text{ hod}^{-1}$

Podle tab. A.9 (příloha A) a pracovního cyklu  $N = 1,9 \cdot 10^6 \leq 2 \cdot 10^6$  byla určena skupina zatěžovacích cyklů N3 a to dle DIN 15018.

### 2.4.3 Kontrola dovoleného zatížení podle počtů cyklů dle DIN 15018.

Dovolené zatížení kola pro pojezdový blok a spojení:

$$R_{trv(bloku)} = R_{max} \cdot f_a = 5000 \cdot 0,95 = 4750 \text{ kg} \quad (2.16)$$

$R_{max}$  - dovolené zatížení pojezdového bloku, tab. A.10 (příloha A),

$$R_{max} = 5000 \text{ kg}$$

$f_a$  - součinitel maximálního využití kolového systému

Z tab. A.11 (příloha A) byl určen součinitel  $f_a = 0,95$ , který určuje nejvyšší procentní míru využití maximálního zatížení kol v kategorii provozního spektra L1 (kap. 2.2.2) a skupiny zatěžovacích cyklů N3 (kap. 2.4.2).

$$R_{trv(bloku)} \geq m_{max}$$

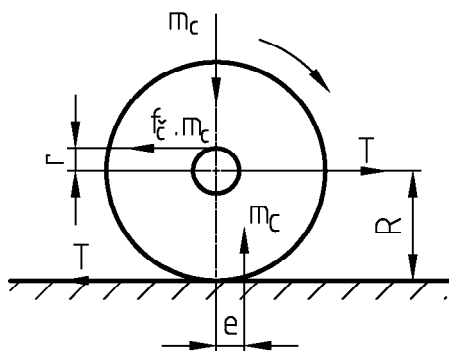
$$4750 > 3970 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$m_{max}$  - výsledné dovolené zatížení kolejnice, kap. 2.3.4,  $m_{max} = 3970 \text{ kg}$

Maximální existující zátěž kola je  $m_{max} = 3970 \text{ kg}$ . Pojezdový blok DRS 125 je dostatečně naddimenzován pro pojezd manipulačního zařízení.

## 2.5 Výpočet třecích odporů a stanovení potřebné tažné síly

Z mnoha pokusů a z teorie napětí pro dotyk je zřejmé, že únava materiálu u válcových či dotykových ploch při pojezdu se projeví jako tvorba jamek a postupné odloupávání dotykových ploch. Tvorba jamek závisí na materiálu, velikosti a počtu namáhání. Výpočet byl proveden pro obr. 2.5 a parametry byly zjištěny z [1] [3].



Obr. 2.5 – Odpor kola při pojezdu [1]

Potřebná tažná síla:

$$T = \frac{m_C}{R} \cdot (e + f_\xi \cdot r) \cdot \kappa \cdot g = \quad (2.17)$$

$$= \frac{3700}{6,25} \cdot (0,06 + 0,01 \cdot 1,75) \cdot 2,0 \cdot 9,81 = 990,2 \text{ N}$$

$e$  – součinitel valivého tření,  $e = (0,05 \div 0,08)$  cm, zvoleno  $e = 0,06$  cm

$f_\xi$  – součinitel tření pro,  $f_\xi = 0,01 \div 0,02$ , zvoleno  $f_\xi = 0,01$

$\kappa$  – pro valivá ložiska,  $\kappa = 2,0 \div 2,5$  zvoleno  $\kappa = 2,0$

$m_C$  - celková hmotnost kolové jednotky, kap 2.1,  $m_C = 3700$  kg

$R$  - poloměr pojezdového kola, 2.2.3, DRS 125  $\Rightarrow R = 6,25$  cm = 0,0625 m

$r$  - poloměr hřídele, zvoleno 35 mm,  $r = 1,75$  cm

Třecí odpory lze vyjádřit pomocí třecího momentu:

$$M_T = T \cdot R = 990,2 \cdot 0,0625 = 61,89 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.18)$$

### 3 VOLBA A PARAMETRY KONSTRUKČNÍCH SOUČÁSTÍ

V této kapitole bude provedena volba nárazníku, nákolku pojezdového kola, budou uvedeny varianty připojení pojezdového bloku a rozměry i odpovídající parametry pojezdového kola a bloku.

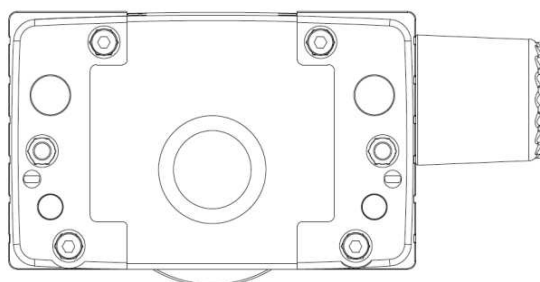
#### 3.1 Volba nárazníku

Nárazník je součást určená k tlumení nárazu. Konstrukční jednotka je určena k ochraně kolového bloku, aby nebyl zdeformován vlivem vnějších předvídatelných deformačních sil, jako jsou deformace v ocelové konstrukci, ke kterým může dojít vlivem srážky manipulačních zařízení nebo srážky s koncem dráhy.

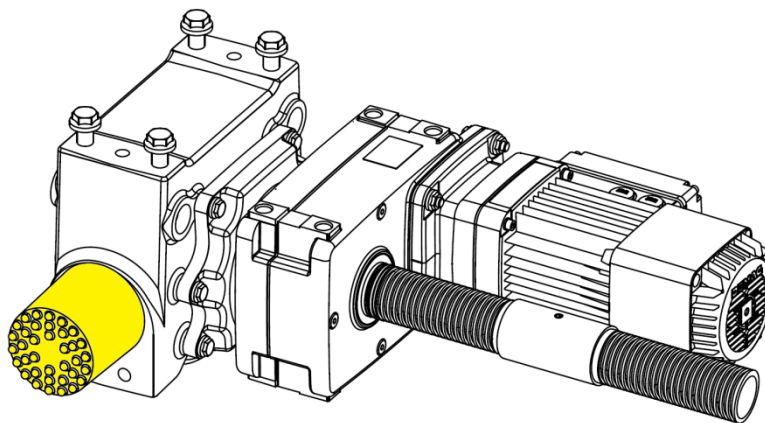
Byl zvolen gumový nárazník DPG (obr. 3.1). Tlumící hmota se skládá z pevného pružného materiálu. Gumový nárazník DPG se využívá pro velké vlhkosti a teploty od  $-30^{\circ}\text{C}$  do  $+70^{\circ}\text{C}$ , vyhovuje teplotnímu rozsahu použití pojezdového bloku DRS 125, které je tvořeno pro rozmezí teplot od  $-20^{\circ}\text{C}$  do  $+40^{\circ}\text{C}$  (kap. 2.1). Pojezdový mechanismus má maximální přípustnou zátěž  $m_c = 3700\text{ kg}$  (kap 2.1), zátěž je rozložena na 2 nárazníky  $m_n$ . [9]

$$m_n = \frac{m_c}{2} = \frac{3700}{2} = 1850\text{ kg} \quad (3.1)$$

Z tab. C.1 (příloha C) byla pro pojezdový blok DRS 125, pro rychlost do  $45\text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  (rychlost pojezdu manipulačního zařízení dle zadání je  $v = 40\text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ), určena velikost nárazníku DPG 80. Zařízení bude obsahovat koncový vypínač. Dovolené zatížení na jeden nárazník je  $2750\text{ kg} > m_n = 1850\text{ kg} \Rightarrow$  vyhovuje. Nárazník je dostačující pro použití. Na obr. C.1 (příloha C) a v tab. C.2 (příloha C) jsou velikosti gumového nárazníku. Nárazník je určen pro standardní pojezdový blok (bez válečkového vedení). Na obr. 3.2 je znázorněn nárazník upevněný na pojezdovém bloku poháněný elektromotorem s převodovkou.



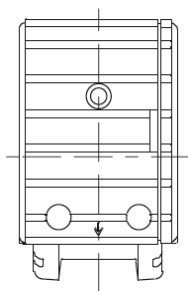
Obr. 3.1 - Pojezdový blok DRS s gumovým nárazníkem [9]



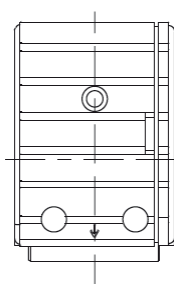
*Obr. 3.2 – Gumový nárazník na poháněném pojezdovém bloku [13]*

### 3.2 Volba pojezdového nákolku

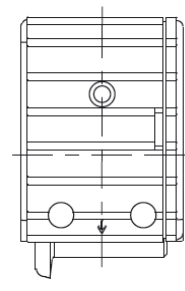
Nákok je výstupek na obvodu pojezdového kola. Zabraňuje případnému vykolejení. Oboustranný nákok (obr. 3.3) je určen k přesnému vedení pojezdových kol a to díky standardnímu vysoustruženému vybrání. Tento typ okolku se nemůže použít na trati s výhybkami. Pojezdová kola bez nákolku (obr. 3.4) se používají pouze s kombinací válečkového vedení, které zabraňuje možnému pohybu pojezdového kola z jedné strany na druhou. Jednostranný nákok (obr. 3.5) se nachází na vnitřní straně kola, blíže ke středu manipulačního zařízení. Výhodou je velká bezpečnost proti vykolejení. Kdyby byl nákok na vnější straně kola, mohlo by dojít k odlehčení pojezdového kola a tím následně k vykolejení. Z důvodu bezpečnosti je zvoleno pojezdové kolo s oboustranným nákokem typ A (obr. 3.3).



*Obr. 3.3 pojezdové kolo  
s oboustranným nákokem  
typ A [9]*



*obr. 3.4 pojezdové kolo  
bez nákolku  
typ B [9]*

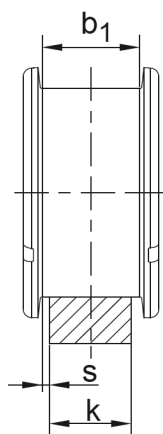


*obr. 3.5 pojezdové kolo  
s jednostranným nákokem  
typ D [9]*

### 3.3 Rozměry pojezdového kola

Z tab. C.3 (příloha C) a z obr. 3.6 bylo pro pojezdové kolo velikosti 125 a pro typ nákolku A zvolena celková šířka pojezdového kola  $b_2 = 80$  mm (znázorněná na obr. C.2, příloha C), standardní šířka kola  $b_1$  je odstupňována po 1 mm v rozmezí  $(47 \div 60)$  mm. Byla zvolena největší velikost  $b_1 = 60$  mm. Vzdálenost kolejnice od nákolku  $s = (1 \div 5)$  mm. Pojezdové kolo velikosti 125 je určeno pro velikosti kolejnic  $k = (40, 45, 50, 55, 60)$  mm.

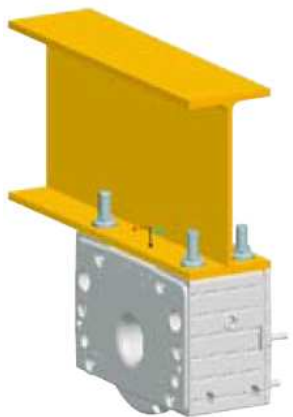
Pro pojezdové kolo s oboustranným nákokem – typ A (kap. 3.2) byly určeny odpovídající rozměry. Schéma pojezdového kola s příslušnými kótami je na obr. C.2 (příloha C). Velikosti těchto kót jsou v tab. C.4, tab. C.5, tab. C.6 (všechny tyto tabulky jsou uvedeny v příloze C). Točivý moment u poháněného pojezdového kola se přenáší pomocí profilu ozubeného náboje velikosti N 35, který vede z převodovky.



Obr. 3.6 - Schéma pojezdového kola s oboustranným nákokem typu A [9]

### 3.4 Volba varianty připojení pojezdového bloku DRS

Pojezdový blok s manipulačním zařízením lze připojit pomocí různých variant. A to pomocí hlavového připojení (obr. 3.7), svorníkového připojení (obr. 3.8), bočního připojení (obr. 3.9) nebo pomocí čelního připojení (obr. 3.10). Bylo zvoleno hlavové připojení (obr. 3.7).



*Obr. 3.7 - Hlavové připojení [13]*



*Obr. 3.8 - Svorníkové připojení [13]*



*Obr. 3.9 - Boční připojení [13]*



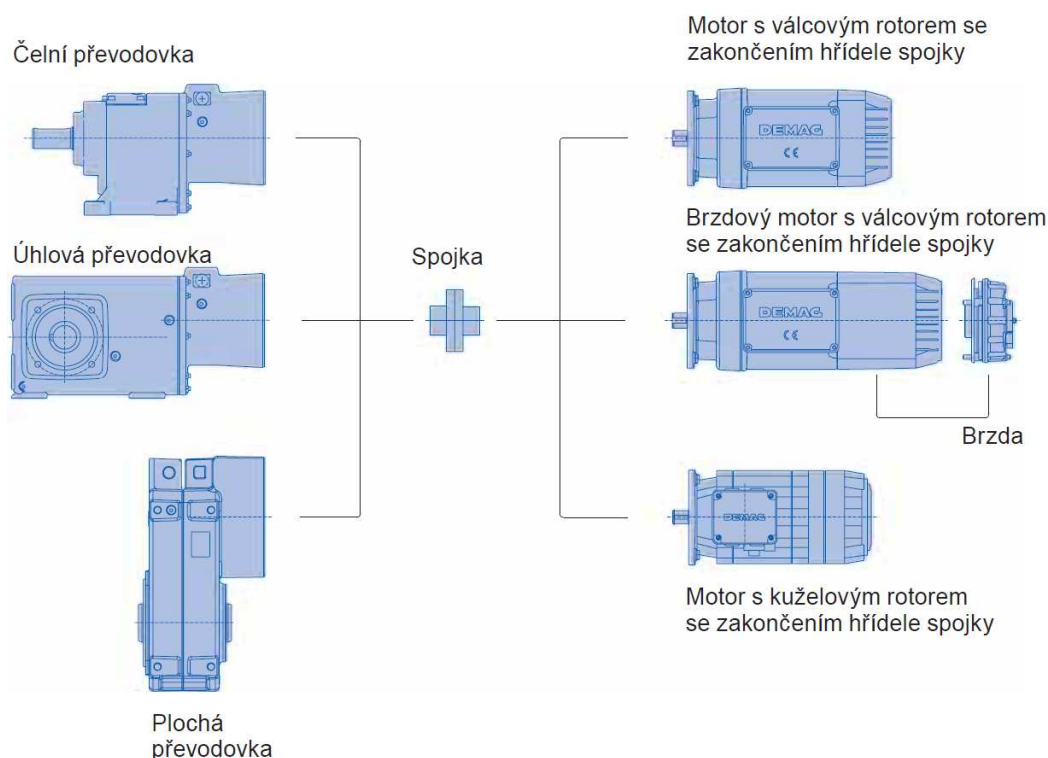
*Obr. 3.10 - Čelní připojení [13]*

## 4 VOLBA A KONTROLA MOTORU S PŘEVODOVKOU

Převodovka s motorem je tvořena jako stavebnice. Lze ji různě měnit a rozšiřovat o další komponenty, mají velkou spolehlivost, přesnost a široké spektrum použití. Většina pojezdových motorů je řešena jako pohon setrvačníku, které zajišťují pro tyto motory bezpečné ubrzdění velkých hmot. Jsou konstruovány pro velkou četnost spínacích cyklů. Počty pólů jsou 2, 4, 8/2, 12/2 a 12/4. [11] [12]

### 4.1 Druhy motorů a převodovek

Existují různé druhy motorů a převodovek (obr. 4.1), jako např. motory s plochou převodovkou, motory s úhlovou převodovkou nebo motory s čelní převodovkou. Motory jsou buď brzděné, nebo nebrzděné. Nebrzděné motory se vyrábějí s válcovým rotorem. Brzděné motory se vyrábějí buď s válcovým rotorem, nebo s kuželovým rotorem. Motory KBF a KBA, které jsou s kuželovým rotorem a motory ZBF a ZBA, které jsou s válcovým rotorem, se sestavují s přírubou, spojkou a spojkovou skříní. Jejich velká výhoda je v tom, že umožňují namontovat libovolnou převodovku, která je nezávislá na motoru. Ve spojovacím prostoru se nenachází žádný olej. [10] [11] [12]

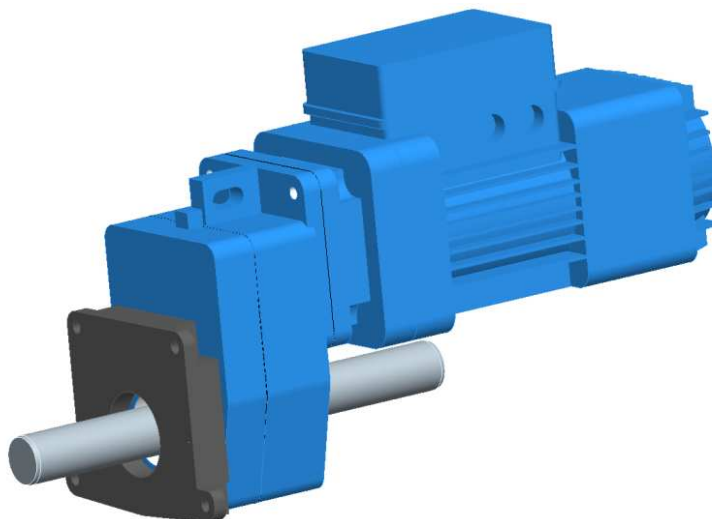


Obr. 4.1 – Druhy motorů a převodovek [13]



## 4.2 Volba motoru a převodovky

Pro použití je nejvhodnější motor s plochou převodovkou (obr. 4.2). Motory s plochou převodovkou mohou sloužit i pro centrální pohon. Krouticí moment se přenáší pomocí hnací hřídele, která vystupuje z převodovky. Tato hřídel může mít i centrální provedení, které slouží pro pohon dvou pojezdových bloků. Hřídele mají různé průměry.



*Obr. 4.2 - Motor s plochou převodovkou určenou pro centrální pohon  
a s adaptérem převodovky*

## 4.3 Potřebný převodový poměr

Byl zvolen 4 pólový motor. Je tišší a je vhodný pro menší rychlosti než 2 pólový. Minimální potřebný převodový poměr  $i_{min} = 14$  byl určen dle tab. D.1 (příloha D) pro velikost pojezdového kola 125 (kap. 2.2.3) a pro požadovanou rychlost pojezdu  $v = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

## 4.4 Optimální velikosti převodovek a motorů pro centrální pohon

Pro pojezdový blok DRS 125 jsou v tab. D.2 (příloha D, pro názornost je uvedena jen důležitá část tabulky) optimální kombinace motorů s převodovkami, které jsou určeny pro centrální pohon. Z tabulky je patrné, že velikost převodovky je buď A 20 nebo A 30. Optimální typy motorů pro centrální pohon jsou ZBF, ZBA, KBF, KBA. [9]

#### 4.5 Volba velikosti motoru a ploché převodovky

Pro celkovou hmotnost kolové jednotky  $m_c = 3700 \text{ kg}$  (kap. 2.1) a pro požadovanou rychlost pojezdu  $v = 40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  byl z tab. D.3 (příloha D, pro znázornění je uvedena jen důležitou část této tabulky) určen skutečný převodový poměr  $i_{SK}$ , ten musí být větší než minimální potřebný převodový poměr  $i_{min} = 14$  (kap. 4.3). Velikost převodovky A 10 neodpovídá velikosti pro centrální pohon (kap 4.4). Byla zvolena velikost převodovky A 20, kde  $i_{SK} = 25.3$ ,  $i_{SK} > i_{min} \Rightarrow$  vyhovuje. Pro tento převodový poměr byla určena kombinační velikosti převodovky 3. Dle tab. D.4 (příloha D) byl pro tuto hodnotu určen typ převodky AME 10 DD, tento typ velikosti převodovky neodpovídá velikosti pro centrální pohon (kap 4.4). Vyhovující je typ převodovky AME 20 DD a typ motoru ZBA 80 B 4, který má relativní dobu zapnutí 100%, jmenovitý výkon  $P_N = 0,75 \text{ kW}$  a otáčky  $n_m = 1410 \text{ min}^{-1}$ . Parametry v tomto odstavci byly určeny dle [10].

Význam označení převodovky AME 20 DD a motoru ZBA 80 B 4:

AME 20 DD	ZBA 80 B 4
A – ploché hnací ústrojí	ZB – druh motoru, válcový motor
M – adaptér	s oběžným kolem
E – oboustranný plný hřídel s evolventou	A – použití motoru je všeobecné
20 – velikost hnacího ústrojí	B – stupňování výkonu
D – počet stupňů je dvoupólový	4 – počet pólů
D – přímý výstup motoru	

Rozměry elektromotoru, převodovky a výstupní hřídele z převodovky jsou na obr. D.4 (příloha D) a v tab. D.8, D.9, D.10, D.11 (všechny tabulky uvedeny v příloze D).

#### 4.6 Adaptér převodovky

Slouží k zachycení reakce od převodovky a pro vyrovnání točivého momentu u převodovky, jak pro individuální pohon, tak i pro centrální pohon. Adaptér musí být přišroubován k pojezdovému bloku. Pro velikost pojezdového bloku DRS 125 a pro převodovku AME 20 DD je odpovídající velikost adaptéru MA 125-1. Rozměry jsou uvedené na obr. D.3 (příloha D) a v tab. D.5 (příloha D). [11]

#### 4.7 Kontrola charakteristických parametrů motoru ZBA 80 B4

V tab. D.6 (příloha D) jsou technické parametry motoru, které budou dále ve výpočtu používány. Tabulka je pro motory typu od ZBA 63 B4 až do ZBA 225 B4, uvedena je jen důležitá část této tabulky. Tyto parametry jsou určeny pro 4 pólový motor. Výpočet v kapitole 4.7 byl proveden dle [3] [9], hodnoty byly určeny z [11].

##### Stanovení jízdního odporu potřebného příkonu motoru:

Jízdní odpor při čisté kolejnici:

$$F_w = \frac{w_{SP} \cdot m_C}{1000} = \frac{141 \cdot 3700}{1000} = 521,7 \text{ N} \quad (4.1)$$

$m_C$  - celková hmotnost kolejové jednotky, kap 2.1,  $m_C = 3700 \text{ kg}$

$w_{PS}$  - jízdní odpor, tab. D.7 (příloha D),  $w_{PS} = 141 \text{ N} \cdot \text{t}^{-1}$

Nejmenší potřebný příkon:

$$P_{Bal} = \frac{F_w \cdot v}{60000 \cdot \eta} = \frac{521,7 \cdot 40}{60000 \cdot 0,85} = 0,409 \text{ kW} \quad (4.2)$$

$\eta$  - celková účinnost pro maximální zatížení  $\eta = 0,85$

$$P_{min} = M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_V = 61,89 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{55,73}{60} = 361,2 \text{ W} = 0,361 \text{ kW} \quad (4.3)$$

$M_T$  - třecí moment, vztah 2.18 (kap2.5),  $M_T = 61,89 \text{ N} \cdot \text{m}$

Výpočet otáček na předlohovém hřídeli:

$$i_{SK} = \frac{n_m}{n_V} \Rightarrow n_V = \frac{n_m}{i_{SK}} = \frac{1410}{25,3} = 55,73 \text{ min}^{-1} \quad (4.4)$$

$i_{SK}$  - skutečný převodový poměr,  $i_{SK} = 25,3$  (kap. 4.3)

$n_m$  - jmenovitý počet otáček, tab. D.6 (příloha č. D),  $n_m = 1410 \text{ min}^{-1}$

Kontrola výkonu elektromotoru:

$$\begin{aligned} P_{Bal} &< P_N & P_{min} &< P_N \\ 0,409 &< 0,75 & 0,361 &< 0,75 \\ \Rightarrow \text{výkon motoru je dostačující} \end{aligned}$$

$P_N$  - výkon elektromotoru, tab. D.6 (příloha D),  $P_N = 0,75 \text{ kW}$

**Zrychlení a zpomalování:**

Síly potřebné k zrychlování a zpomalování:

$$F_a = A_M \cdot M_N \cdot \frac{n_m}{v} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \eta = 1 \cdot 5,1 \cdot \frac{1410}{40} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,85 = 960,2 \text{ N} \quad (4.5)$$

$A_M$  – počet motorů, obr 2.1 (kap. 2),  $A_M = 1$

$n_m$  – jmenovitý počet otáček, tab. D.6 (příloha D),  $n_m = 1410 \text{ min}^{-1}$

$M_N$  – jmenovitý moment, tab. D.6 (příloha D),  $M_N = 5,1 \text{ Nm}$

Jízdní odpor motoru při provozu:

$$\begin{aligned} m_M &= 4 \cdot \pi^2 \cdot A_M \cdot J_{Mot} \cdot \left(\frac{n_m}{v}\right)^2 = \\ &= 4 \cdot \pi^2 \cdot 1 \cdot 0,00156 \cdot \left(\frac{1410}{40}\right)^2 = 76,53 \text{ kg} \end{aligned} \quad (4.6)$$

$J_{Mot}$  – moment setrvačnosti elektromotoru, tab. D.6 (příloha D),

$$J_{Mot} = 1,56 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Jízdní odpor motoru při zrychlení motoru:

$$m_{MH} = m_m \cdot \eta = 76,53 \cdot 0,85 = 65,05 \text{ kg} \quad (4.7)$$

Odpor při brzdění:

$$m_{Br} = \frac{m_m}{\eta} = \frac{76,53}{0,85} = 90,04 \text{ kg} \quad (4.8)$$

Brzdící síla pro brzdu typu B020:

$$F_{Br} = A_M \cdot M_{B Std} \cdot \frac{n_m}{v} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{\eta} = 1 \cdot 10 \cdot \frac{1410}{40} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{0,85} = 2605,7 \text{ N} \quad (4.9)$$

$M_{B Std}$  – brzdňý moment u motoru, tab. D.6 (příloha D),  $M_{B Std} = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$

Zrychlení:

$$a = \frac{F_a - F_w}{m_{MH} + m_c} = \frac{960,2 - 521,7}{65,05 + 3700} = 0,117 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.10)$$

Mechanické zpomalování:

$$a_{Br} = \frac{F_{Br} + F_w}{m_{Br} + m_c} = \frac{2605,7 + 521,7}{90,04 + 3700} = 0,825 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.11)$$

**Četnost zapnutí motoru:**

Doba rozběhu:

$$t_{roz} = \frac{v}{60 \cdot a} = \frac{40}{60 \cdot 0,117} = 5,698 \text{ s} \quad (4.12)$$

Četnost zapnutí - sleduji na 4 pólovém vinutí:

$$c_{\xi} = \frac{z_0 \cdot 1s}{t_{roz}} = \frac{9400 \cdot 1}{5,698} = 1\,649,7 \text{ hod}^{-1} \quad (4.13)$$

$z_0$  – počet spínání motoru za hodinu, D.6 (příloha č. D),  $z_0 = 9\,400 \text{ h}^{-1}$

**Kontrola brzdy pomocí momentů setrvačností a točivého momentu:**

Zatěžovací moment zatížení:

$$J_{zatí\check{z}} = \frac{m_C \cdot v^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2} \cdot \eta = \frac{3700 \cdot 40^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 1410^2} \cdot 0,85 = 0,0641 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.14)$$

Hnací moment setrvačnosti na hřídeli motoru:

$$J_{tot} = J_{mot} + J_{zatí\check{z}} = 0,00156 + 0,0641 = 0,0656 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.15)$$

Max. statický moment zátěže:

$$M_L = \frac{P_{Bal}}{n_m} \cdot 9550 = \frac{0,409}{1410} \cdot 9550 = 2,770 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.16)$$

Tření v závislosti na četnosti spínání za hodinu:

$$W_R = \frac{J_{tot} \cdot n_m^2}{182,4} \cdot \frac{M_{B\,Std}}{M_{B\,Std} + M_L} = \frac{0,0656 \cdot 1410^2}{182,4} \cdot \frac{10}{10 + 2,77} = 561,3 \text{ J} \quad (4.17)$$

Počet cyklů brzdění za hodinu:

$$n_{Br} = n_{cykl} \cdot n_{zas} = 23 \cdot 3 = 69 \text{ hod}^{-1} \quad (4.18)$$

$n_{zas}$  - max. počet zastavení za jeden pracovní cyklus, byl zvolen  $n_{zas} = 3$

$n_{cykl}$  - počet cyklů za hodinu, vztah 2.3 (kap 2.1),  $n_{cykl} = 23 \text{ hod}^{-1}$

Pro brzdu B 020 z tab. D.6 (příloha D) a pro tření v závislosti na četnosti spínání cca  $W_R = 600 \text{ J}$  (vztah 4.17) byla určena z obr. D.5 (příloha D), který je pro otáčky  $n \leq 2000 \text{ min}^{-1}$  (jmenovitý počet otáček motoru je  $n_m = 1410 \text{ min}^{-1}$ ) přípustný počet brzdění za hodinu a to asi  $500 > n_{Br} = 69 \text{ hod}^{-1}$  (vztah 4.18). Brzda B 020 vyhovuje daným podmínkám.

**Kontrola momentu pojezdového kola při rozjezdu**

Motor musí mít takový výkon, aby nedošlo k prokluzu kol. K prokluzu dochází při rozjezdu pojezdového kola, v prvních sekundách vyvine značný záběrový moment.

Souměrné rozdělení hmoty na pojezdová kola :

$$m_{mc} = \frac{m_C}{n_p} = \frac{3700}{4} = 925 \text{ kg} \quad (4.19)$$

$n_p$  - počet kol (kap. 2),  $n_p = 4$

$m_C$  - celková hmotnost kolové jednotky (kap 2.1),  $m_C = 3700 \text{ kg}$

Součinitel přilnavosti pro litá hnaná kola je  $\mu = 0,2$ . Tento součinitel má za následek prokluzování kola díky točivému momentu:

$$M_{pu} = m_{mc} \cdot \mu \cdot g \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{n_p}{A_M} = 925 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,125}{2} \cdot \frac{4}{1} = 435,7 \text{ Nm} \quad (4.20)$$

V tab. D.12 (příloha D) jsou velikosti převodovek A 10 ÷ A 30. Pro znázornění je uvedena jen důležitá část této tabulky pro typ převodovky A 20 (kap. 4.5). V tabulce je pro skutečný převodový poměr  $i_{SK} = 25,3$  (kap. 4.5) uveden maximální točivý moment převodovky  $M_{lim} = 546 \text{ Nm}$  a maximální zátěž kola  $m_{centr} = 4453 \text{ kg}$ .

Kontrola, jestli nedojde k prokluzu kol:

$$M_{pu} < M_{lim}$$

$$435,7 < 546 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Převodovka s elektromotorem jsou přiměřeně dimenzovány pro aplikaci s pojezdovými koly, pro centrální pohon.

Kontrola neustálého zatížení:

$$m_c < m_{centr}$$

$$3700 < 4453 \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$m_C$  - celková hmotnost pojezdové jednotky,  $m_C = 3700 \text{ kg}$  (kap. 2.1)

Součet zatížení na pojezdovou jednotku je menší než maximální dovolená zátěž kola pro centrální pohon. Kolo a pohon jsou navrženy správně.

## 5 PŘENOS TOČIVÉHO MOMENTU, VÝPOČET LOŽISEK

Přenos točivého momentu je pomocí evolventního drážkování. Toto drážkování je z hlediska vlastností jednoznačně nejvýhodnější spojení hřídele s nábojem, především pro sériovou výrobu (drahé protahovací trny – ostatní nástroje jsou univerzální) a pro menší rozměry (do průměru 500 mm). Spojení pomocí drážkování poskytuje nejširší možnosti uložení od volně posuvných po nalisované spoje, všechny parametry jsou normalizovány.

Spojovací hřídel umožňuje přenos síly točivého momentu z převodovky mezi dvě pojezdová kola. Hřídel vystupující z převodovky má vnitřní drážkování, na ní je nasunuta výstupní hřídel s vnějším drážkováním. [2]

### 5.1 Evolventní drážkování

Základní profil je definován normou DIN 5480 (drážkové evolventní spojení s úhlem profilu 30 °). Čím je větší počet drážek, tím může být zvolena menší bezpečnost. Byl zvolen netvrzený materiál drážkové hřídele 11 600.1, který má  $R_m = 590$  MPa a dovolený tlak  $p_{dov} = 130$  MPa podle [2] a obr. E.1 (příloha E). Výpočet byl proveden dle [2] [4], hodnoty pro výpočet byly určeny z [8].

$$d_{35x2} \times m \times 30 \times z_{35x2} = 35 \times 2 \times 30 \times 16 \text{ dle DIN 5480 [8] a obr. E.2 (příloha E)}$$

Nejdůležitější rozměry drážkování pro pevnostní výpočet dle DIN 5480 [8]:

Ploché dno drážek, středění na bocích zubů.

$$d_{a35x2} = 34,6 \text{ mm}, D_{a35x2} = 31 \text{ mm}, z_{35x2} = 16$$

Střední průměr spoje:

$$d_{s35x2} = \frac{d_{a35x2} + D_{a35x2}}{2} = \frac{34,6 + 31}{2} = 32,8 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Společná výška stykové plochy:

$$h_{35x2} = \frac{d_{a35x2} - D_{a35x2}}{2} = \frac{34,6 - 31}{2} = 1,8 \text{ mm} \quad (5.2)$$

Maximální přenositelný točivý moment se započtením dyn. součinitele  $K_A = 1,5$ .

$$M_{kA} = M_1 \cdot K_A = 126,5 \cdot 1,5 = 188,3 \text{ N.m} \quad (5.3)$$

Krouticí moment na výstupní hřídeli z převodovky:

$$M_1 = M_N \cdot i_{sk} \cdot \eta_{prev} = 5,1 \cdot 25,3 \cdot 0,98 = 126,5 \text{ N.m} \quad (5.4)$$

$M_N$  - točivý moment *motoru* dle tab. D.6 (příloha D),  $M_N = 5,1 \text{ N.m}$

$i_{SK}$  - skutečný převodový poměr převodovky, kap 4.5,  $i_{SK} = 25,3$

$\eta_{prev}$  - účinnost převodovky,  $\eta_{prev} = 0,98$

Tlak mezi drážkami:

$$\begin{aligned} p_{ED35x2} &= \frac{2 \cdot M_{kA}}{d_{s35x2} \cdot z_{35x2} \cdot \varphi \cdot h_{35x2} \cdot b_{35x2}} = \\ &= \frac{2 \cdot 188\,300}{32,8 \cdot 16 \cdot 0,5 \cdot 1,8 \cdot 31} = 25,72 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.5)$$

$\varphi$  - relativní funkční počet drážek,  $\varphi = 0,4 \div 1 = >$  je zvoleno  $\varphi = 0,5$

$b_{35x2}$  - společná šířka stykové plochy, odměřeno ze sestavního výkresu

BUR313-01,  $b_{35x2} = 31 \text{ mm}$

$$p_{ED35x2d} \leq p_{dov} \cdot k_d \quad (5.6)$$

$$25,72 < 130 \cdot 0,8$$

$$25,72 \text{ MPa} < 104 \text{ MPa}$$

=> vyhovuje, přenos točivého momentu je dostačující

$p_{dov}$  - dovolený tlak mezi drážkovou hřídelí a nábojem se určil dle materiálu

11 600.1 [6], pro pevné uložení s možností mikroposuvů dle obr E.1

(příloha E) je  $p_{dov} = 130 \text{ MPa}$

$k_d$  - bezpečnost závislá na funkci elementu,  $k_d = 0,8$



**Výpočet úchylek drážkování DIN 5480 - 35 x 2 x 30 x 16 x 9H 8f**

Výpočet úchylek drážkování podle DIN 5480 [8] je uveden v tab. 5.1.

Tab. 5.1 – Výpočet úchylek drážkování 35 x 2 x 30 x 16 x 9H 8f podle DIN 5480 [8]

Díl	Měřená veličina	Jmenovitý rozměr [mm]	Koeficient úchylky	Dovolené úchylky [μm]
Náboj	Šířka drážky	$e = 3,603$ část 6, str. 2	-	$EI = 0$ část 14, str. 3 $T_n = 71$ část 14, str. 3 $T_{En} = 45$ část 14, str. 3 $ES = T_n + EI = 71 + 0 = +71$ $EI_e = ES - T_{En} = 71 - 45 = +26$
	Kontrolní rozměr mezi válečky Rozměr válečků $D_M = 3,5$ mm část 6, str. 3	$M_i = 27,711$ část 6, str. 3	$k_i = 1,880$ část 6, str. 3	$EI_{eMi} = EI_e \cdot k_i = 26 \cdot 1,880 = +49$ $ES_{Mi} = ES \cdot k_i = 71 \cdot 1,880 = +134$
	Rozměr přes 3 drážky	$W_k = 15,493$ část 6, str. 3	$k_W = \cos 30^\circ = 0,866$ část 6, str. 3	$EI_{eW} = EI_e \cdot k_W = 26 \cdot 0,866 = +23$ $ES_W = ES \cdot k_W = 71 \cdot 0,866 = +62$
Hřídel	Tloušťka zubu	$s_d = 3,603$ část 6, str. 2	-	$es = -22$ část 14, str. 3 $T_h = 50$ část 14, str. 3 $T_{Eh} = 32$ část 14, str. 3 $es_e = T_{Eh} + ei = 32 - 72 = -40$ $ei = es - T_h = -22 - 50 = -72$
	Kontrolní rozměr mezi válečky Rozměr válečků $D_M = 3,5$ mm část 6, str. 3	$M_a = 39,00$ část 6, str. 3	$k_a = 1,42$ část 6, str. 3	$es_{eMa} = es_e \cdot k_a = -40 \cdot 1,42 = -57$ $ei_{Ma} = ei \cdot k_a = -72 \cdot 1,42 = -102$
	Rozměr přes 3 zuby	$W_k = 15,493$ část 6, str. 3	$k_W = \cos 30^\circ = 0,866$ část 6, str. 3	$es_{eW} = es_e \cdot k_W = -40 \cdot 0,866 = -35$ $ei_W = ei \cdot k_W = -72 \cdot 0,866 = -62$
Poznámka: část 6, str. 3 (označeno v DIN 5480: Teil 6, Seite 3)				

Předpis na výkrese:

Hřídel – Evolventní drážkování DIN 5480 - W 35x2x30x16x8f,

$$W_k = 15,493 \begin{smallmatrix} -0,035 \\ -0,062 \end{smallmatrix} / 3$$

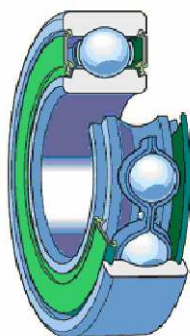
Náboj – Evolventní drážkování DIN 5480 - N 35x2x30x16x9H,

$$M_i = 27,711 \begin{smallmatrix} +0,134 \\ +0,049 \end{smallmatrix}, D_M = 3,5$$

Tolerance mezní hodnoty obvodového házení na roztečné kružnici  $F_r = 0,036$  mm  
 Drsnost povrchu boků drážek pro tento stupeň přesnosti se volí  $R_{ad} = 3,2$  μm.

## 5.2 Návrh a výpočet ložisek

Pro pojezdové kolo DRS 125 je zvoleno ložisko SKF Explorer 6012-2Z (ložisko SKF, které má kryt na obou stranách) znázorněno na obr. 5.1. Dle katalogu SKF [7] byly určeny důležité hodnoty, viz tab. 5.2, které jsou pro další výpočet. Zatížení na ložisko působí jen v radiálním směru. Výpočet byl proveden dle [2] [5], hodnoty pro výpočet byly určeny dle [7]



Obr. 5.1 – Ložisko SKF Explorer-2Z [7]

Tab. 5.2 - Důležité hodnoty [7]

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C <sub>0</sub>	Mezní únavové zatížení P <sub>u</sub>	Vnitřní průměr ložiska d	Vnější průměr ložiska D
	[N]	[N]	[N]	[mm]	[mm]
Explorer 6012	30 700	23 200	980	60	95

Zatížení ložiska:

$$P_L = \frac{m_C \cdot 9,81}{8} = \frac{3700 \cdot 9,81}{8} = 4\,537,1 \text{ N} \quad (5.7)$$

Základní trvanlivost ložiska v milionech otáček (při 90% spolehlivosti):

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P_L} \right)^p = \left( \frac{30\,700}{4\,537,1} \right)^3 = 309,8 \text{ mil. ot.} \quad (5.8)$$

p – exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem, p=3

Střední průměr ložiska 6012:

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (60 + 95) = 77,5 \text{ mm} \quad (5.9)$$

Podle diagramu 5, který je z katalogu SKF [7] str. 60, byla pro jmenovitý počet otáček  $n_V = 55,73 \text{ min}^{-1}$  určena minimální viskozita  $\nu_1 = 180 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .

Viskozita pro typ kuličkových ložisek 2Z podle tabulky 3 z katalogu SKF [7], str. 291, který lze použít pro rozmezí teplot  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$  do  $+120 \text{ }^\circ\text{C}$ , je  $\nu_2 = 98 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  (při  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu_2}{\nu_1} = \frac{98}{180} = 0,544 \quad (5.10)$$

Z tabulky 4 z katalogu SKF [7] str. 62 bylo určeno pro mírně znečištěné mazivo součinitel znečištění  $\eta_c = 0,4$ .

Poměr:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_L} = 0,4 \cdot \frac{980}{4 \cdot 537,1} = 0,086 \quad (5.11)$$

Podle diagramu 1 z katalogu SKF [7] str. 54, bylo určeno pro poměr 0,086 a pro viskózní poměr  $\kappa = 0,544$  součinitel  $a_{SKF} = 0,8$  a to pro radiální ložiska.

Výpočet základní trvanlivosti podle SKF:

$$L_{10mn} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,8 \cdot 309,8 = 247,8 \text{ mil. ot.} \quad (5.12)$$

$a_1$  – spolehlivost při 90% je z katalogu SKF [7], str. 53,  $a_1 = 1$

Trvanlivost v provozních hodinách podle SKF:

$$L_{10mnh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_V} \cdot L_{10mn} = \frac{10^6}{60 \cdot 55,73} \cdot 247,8 = 74 \, 107,3 \text{ hod} \quad (5.13)$$

$n_V$  – otáčky na předlohovém hřídeli, vztah 4.4 (kap. 4.7)  $n_V = 55,73 \text{ min}^{-1}$

Pro počet pracovních dnů v roce  $d_A = 250$  dnů (kap 2.1) a pro provozní počet hodin  $t_{den} = 8$  hod (kap. 2.1) je trvanlivost ložiska:

$$L_{10mnl} = \frac{L_{10mnh}}{d_A \cdot t_{den}} = \frac{74 \, 107,3}{250 \cdot 8} = 37,05 \Rightarrow 37 \text{ let} \quad (5.14)$$

## 6 ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je návrh stavebnicové pojezdové jednotky manipulačního zařízení a to pro nosnost pojezdové jednotky 3500 kg a rychlost pojezdu  $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Z různých variant pojezdových jednotek bylo vybráno jedno řešení.

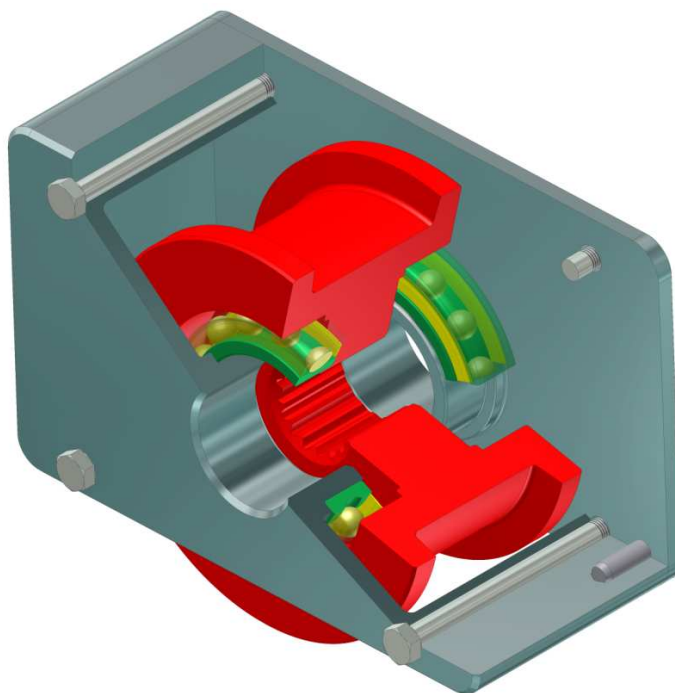
Provedený konstrukční návrh pojezdové jednotky zohledňuje důležité parametry pro pojezd. Pojezdový blok na obr. 6.1, je tvořen na principu stavebnice, díky kterému je možné vyměnit jakýkoliv komponent v případě poruchy nebo údržby. Pojezdový blok je tvořen skříní a víkem pojezdového bloku, která mezi sebou uzavírají pojezdové kolo. Toto kolo je uloženo na 2 ložiscích typu SKF 6012-2Z. Skříň chrání pojezdová kola před poškozením zvenčí. Trvanlivost ložisek je 37 let.

Pro aplikaci s pojezdovými koly je nejvhodnější motor ZBA 80 B 4 s plochou převodovkou AME 20 DD. Tato převodovka umožňuje uložení oboustranné hřídele.

Zvolený pohon manipulačního zařízení s vazbou na kolejovou dráhu s plochou kolejnicí vyhovuje parametrům pro pojezd. Pohon je řešen centrálně pomocí spojovací hřídele. Oboustranný nákok zachycuje boční síly kolmé k pojezdové dráze a vede pojezdové kolo po kolejnici. K zachycení reakce a pro vyrovnání točivého momentu u převodovky slouží adaptér, který je přišroubován k pojezdovému bloku. Přenos točivého momentu je pomocí evolventního drážkování velikosti N35 DIN 5480.

Byl vytvořen sestavní výkres pojezdové jednotky a výrobní výkres víka pojezdového bloku, který je uveden v příloze.

Bakalářská práce plně obsáhla a vyřešila zadané téma.



Obr. 6.1 – Pojezdový blok

## 7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] REMTA, F., KUPKA, L.: *Jeřáby: I. díl*. 1. vydání. SNTL Praha, 1956. 620 s.
- [2] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9.
- [3] ONDROUCH, J., Šňupárková J.: *Příručka staticky s příklady*. 2. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-970-0. 162 s.
- [4] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 130s., ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] KALÁB K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 136s., ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] LEINVERBER, J., VÁVRA, O.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003, 865s., ISBN 90-86390-74-2.
- [7] *Hlavní katalog SKF*; Maďarsko, 2007, 1129s.
- [8] DIN 5480. *Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken*. Berlin: Ferlag GmbH, 1991.
- [9] Demag Cranes & Components. *Demag DRS wheel block system*. Germany: Demag Cranes & Components, 2007. 212 s. 203 352 44.
- [10] Demag Cranes & Components. *Getriebefahrmotoren*. Germany: Demag Cranes & Components, 2001. 272 s. 203 013 44.
- [11] Demag Cranes & Components. *Getriebemotoren*. Germany: Demag Cranes & Components, 2001. 488 s. 203 150 44.
- [12] Demag Cranes & Components. *Technika manipulace s materiálem*. Germany: Mannesmann Dematic AG, 1990, 96 s.
- [13] DEMAG CRANES & COMPONENTS s.r.o. [online]. 2010 [cit. 2010-03-13]. Komponenty pojezdu. Dostupné z WWW: <<http://www.demagcranes.cz/Produkte/Produktgruppen/Fahrwerkskomponenten/index.jsp>>.
- [14] WIKIPEDIE [online]. 2010 [cit. 2010-02-14]. Kolejnice. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Kolejnice>>.

## 8 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha A: tabulky a obrázky ke kapitole 2  
Příloha B: tabulky a obrázky k výpočtu širokopatní, ploché kolejnice  
Příloha C: velikosti a parametry nárazníku, pojezdového bloku a kola  
Příloha D: velikosti a parametry elektromotoru, převodovky, adaptéru  
Příloha E: dovolený tlak a obrázky drážkování

Sestavný výkres pojezdové jednotky BUR313-01

Výrobní výkres víka pojezdového bloku BUR313-01-04

Kompletní bakalářská práce a výrobní dokumentace v daném rozsahu v elektronické podobě na CD mediu.

### ***PODĚKOVÁNÍ***

Poděkování patří vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné připomínky a pomoc při vypracování bakalářské práce.

Děkuji panu Ing. Miroslavovi Gavlíkovi ze společnosti Demag Cranes & Components, který zastupuje firmu v obchodně-technických oblastech, za poskytnuté materiály [9], [10], [11] a za pomoc při výběrech součástí podvozku. S panem Ing. Miroslavem Gavlíkem jsem byl v neustálém kontaktu.

V Ostravě 21. května 2010

.....  
podpis studenta